製作誤差により四円弧軸受の下部にあるすべり面が傾いた場合の 軸受の力学的動特性と回転軸の安定性*

藤 野 俊 和** 岩 本 勝 美**
地 引 達 弘** 阿 部 雅 二 朗***

Dynamic Characteristics of Four-lobe Hydrodynamic Journal Bearings and Stability Characteristics of Rotor with Bottom Sliding Surface Inclined Due to Manufacturing Errors

By Toshikazu FUJINO, Katsumi IWAMOTO, Tatsuhiko JIBIKI and Masajiro ABE

This paper analyzed and examined changes in the dynamic characteristics of a four-lobe hydrodynamic journal bearing, such as oil film spring coefficients and oil film damping coefficients of oil film between the journal and bearing, and the stability characteristics of a rotor supported by four-lobe hydrodynamic journal bearings when the sliding surface at bottom of bearing is tilted from where it should be due to manufacturing errors. The main results of the study show that when the bottom lobe is tilted to the eccentric direction of the journal from the reference location due to manufacturing errors, the dimensionless stability threshold speed becomes greater in comparison with the situation in which the lobe stays at the reference location.

1. 序論

多数の部品を一定の管理技術のもとで製作した場合、実際に加工された部品の寸法は、目標とする寸法に対してばらつきを示す。実際の部品寸法は、製図上で示した基準寸法（呼び寸法）とは異なり製作（加工）誤差を生じることがある¹⁾。

製作誤差により船用タービンやコンプレッサ等の産業用回転機械に使用されるジャーナル軸受の実際の寸法が基準寸法と異なると、軸受の力学的特性が変化し、その結果、軸受で支持された回転軸の安定性が変化することが考えられる。軸受の製作誤差が軸受の力学的特性に及ぼす影響を解析し評価することは、軸受を設計する上で重要である。

本研究では、一般的な産業用高速回転機械等において使用されており、軸・軸受系において比較的振動安定性に優れている二円弧軸受、三円弧軸受および四円弧軸受（以降、多円弧軸受という。）を対象に、製作誤差がそれらの力学的静特性および動特性に及ぼす影響を解析して評価し、得られた結果をもとに

多円弧軸受の設計指針を提案することを目的とする。

この研究目的を達成するための第一段階として、既報^{2,3)}では、四円弧軸受を対象に、その下部にあるすべり面が製作誤差により基準据付位置に対して鉛直方向に変化した場合の軸受の負荷容量およびジャーナルと軸受すべり面の間の油膜厚さと摩擦係数（以下総称して、軸受の力学的静特性という。）²⁾ならびに軸受の油膜弾性係数と油膜減衰係数（以下総称して、軸受の力学的動特性）および軸受で支持された回転軸の安定性を解析し評価した³⁾。その結果、製作誤差により軸受すべり面が基準位置より軸受内側に移動すると、同一偏心率値で比較した場合、軸受の負荷容量がより大きくなること²⁾、ならびに同一ゾンマーフェルト数値で比較した場合、ジャーナルと軸受すべり面の間に生じる油膜厚さの最小値はより小さくなること²⁾、および同一軸受特性数で比較した場合、回転軸の無次元安定限界速度はより大きくなることを示した³⁾。

製作誤差の観点から多円弧軸受の設計指針を検討するためには、上述した解析^{2,3)}のほかに軸受すべり面の傾きや大きさ（曲率半径や開き角度など）の違いが軸受の力学的特性に及ぼす影響を解析し評価することが欠かせない。

既報⁴⁾では、四円弧軸受を対象に、その下部にあ

*原稿受付 平成30年12月5日。

** 正会員 東京海洋大学 学術研究院 海洋電子機械工学部門
(東京都江東区越中島2-1-6)

*** 長岡技術科学大学 技術経営研究院 システム安全専攻
(新潟県長岡市上富岡町1603-1)

るすべり面が製作誤差により基準据付位置に対して傾いて据え付けられた場合の軸受の力学的静特性を解析し、得られた結果をもとに軸受の設計指針を検討した。

本報では、四円弧軸受を対象に、その下部にあるすべり面が製作誤差により基準据付位置に対して傾いて据え付けられた場合の軸受の力学的動特性および軸受で支持された回転軸の安定性を解析し考察した。そして既報⁴⁾にて得られた軸受の力学的静特性解析の結果も考慮して、四円弧軸受の設計指針について、軸受下部にあるすべり面の傾きに着目し検討したので報告する。

2. 解析モデルおよび方法

2.1 解析モデル

図1(a)は軸受形状の概略と座標系を示す。各すべり面の開き角度 θ_{pno} は $80[\text{deg}]$ とし、軸方向に油溝が設けられている。これらの形状および油溝の位置は文献⁵⁾で示されている軸受形状と同様とした。図1(a)に示すように、各すべり面をそれぞれ Lobe1, Lobe2, Lobe3 および Lobe4 とする。ジャーナルは回転角速度 $\omega[\text{rad/s}]$ で反時計方向に回転しているものとする。軸受幅方向のすきまは一樣、すきまにおける潤滑油の流れは層流、潤滑油はニュートン流体で粘性係数は一定、軸受の作動状態は定常とする。

図1(b)は製作誤差を有するすべり面の位置を示す。本報では、軸受の下部にあり主に軸受荷重を支持する Lobe3 が、図1(b)に示すように製作誤差により傾いた場合を対象に解析した。Lobe3 の基準位置 (Reference position) よりジャーナルの偏心方向 (本報では右側) に傾いた場合を $+$ 、これとは反対方向 (本報では左側) に傾いた場合を $-$ と表記する。Lobe3 の傾き量は軸受中心の移動距離 δ (O_b と $O_{b,i}$ の間の距離) で示し、基準位置より左に傾いた場合の傾き量を $-\delta$ 、右に傾いた場合の傾き量を $+\delta$ と表す。Lobe1, Lobe2 および Lobe4 はすべて基準位置にあるものとして解析を実施した。

2.2 解析方法

図2は解析方法のフローチャートを示す。最初に、軸受荷重 W [N]と油膜の鉛直方向の反力すなわち軸受の負荷容量 F_y [N]がつりあい、ジャーナルが安定となる静的平衡点をジャーナル偏心距離 e [m]と軸受の組立半径すきま $c_b(=R_b-R_j)$ [m]⁵⁾の比である偏心率 $\varepsilon(=e/c_b)$ が 0.05 から 0.95 の範囲で求める。ここで R_b は軸受半径[m]、 R_j はジャーナル半径[m]である。そのためにすべり面の潤滑面を三角形一次要素に分

割する。任意のジャーナル偏心距離 e に対してジャーナルの偏心角 ϕ [deg.]を仮定し、すべり面の各節点における油膜厚さ h [m]を絞り膜作用 (スクイズ) の項を考慮しないレイノルズ方程式に代入し有限要素法^{6,7)}により解いて油膜圧力 p [Pa]を求める。得られた油膜圧力 p を積分して軸受全体の水平方向油膜反力 F_x [N]と鉛直方向油膜反力すなわち負荷容量 F_y [N]を求める。 F_x がほぼゼロ (本報では $|F_x|/F_y \leq 10^{-6}$) になるまで ϕ を修正して計算を繰り返し、ジャーナルの静的平衡点を求める。詳しい式展開等について

(a) Schematic diagram and coordinate system

(b) Manufacturing error of position of lobe curvature

Fig.1 Analytical models of four-lobe hydrodynamic journal bearing

は、既報⁴⁾を参照されたい。

つぎにジャーナル中心が静的平衡点から Δ_x [m]だけ x 方向に微小変位したときの x 方向および y 方向の油膜反力 F_{xx} [N], F_{yx} [N]および Δ_y [m]だけ y 方向に微小変位したときの x 方向および y 方向の油膜反力 F_{xy} [N], F_{yy} [N]を絞り膜作用の項を考慮しないレイノルズ方程式を解いて得た油膜圧力を積分することによりそれぞれ求める。 F_{xx} と F_{yx} から静的平衡点における油膜反力の x 方向成分 $F_x(\equiv 0)$, y 方向成分 F_y を差し引いて、微小変位量 Δ_x で除して油膜弾性係数 k_{xx} [N/m]⁵⁾と k_{yx} [N/m]⁵⁾を求める⁸⁾。 F_{xy} と F_{yy} から $F_x(\equiv 0)$ または F_y を差し引いて、微小変位量 Δ_y で除して油膜弾性係数 k_{xy} [N/m]⁵⁾と k_{yy} [N/m]⁵⁾を求める⁸⁾。さらにジャーナル中心が静的平衡点において、 x 方向に $\dot{\Delta}_x$ [m/s]の微小運動速度を持つときの x 方向および y 方向の油膜反力 F_{xx}' [N], F_{yx}' [N]および y 方向に $\dot{\Delta}_y$ [m/s]の微小運動速度を持つときの x 方向および y 方向の油膜反力 F_{xy}' [N], F_{yy}' [N]を絞り膜作用の項を考慮したレイノルズ方程式を解いて得た油膜圧力を積分することによりそれぞれ求める。 F_{xx}' と F_{yx}' から $F_x(\equiv 0)$ または F_y を差し引いて、微小運動速度 $\dot{\Delta}_x$ で除して油膜減衰係数 c_{xx} [Ns/m]⁵⁾と c_{yx} [Ns/m]⁵⁾を求める⁸⁾。 F_{xy}' と F_{yy}' から $F_x(\equiv 0)$ または F_y を差し引いて、微小運動速度 $\dot{\Delta}_y$ で除して油膜減衰係数 c_{xy} [Ns/m]⁵⁾と c_{yy} [Ns/m]⁵⁾を求める⁸⁾。

最後に軸受の流体力によって生じる回転軸の不安定振動が生じ始める閾値である安定限界速度 ω_c [1/s]を求める。図3は安定限界速度を求める際に使用した弾性ロータモデルを示す。集中質量 m [kg]の左右対称のロータ円盤が四円弧軸受で支持されており、左右の四円弧軸受の寸法・形状および特性は同じであるとする。安定と不安定の境界における軸の無次元回転速度(無次元安定限界速度) V_c は次式で与えられる^{9,10)}。

$$V_c = \frac{\omega_c}{\sqrt{g/c_p}} = \sqrt{\frac{A_1^2 A_3}{A_4^2 + A_1^2 A_5 - A_1 A_2 A_4} \cdot \frac{1}{1/\gamma + A_1/A_4}} \quad (1)$$

ここで $\gamma = k c_p / (2W) = k c_p / (mg)$ であり、 c_p は軸受の加工半径すきま $(=R_p - R_j)$ [m]⁵⁾、 g は重力加速度[m/s²]である。 R_p はすべり面の曲率半径[m]、 ω_c は弾性軸の安定限界速度[1/s]である。図3および式(1)中の k は軸の曲げ剛性である。 A_1 から A_5 は油膜弾性係数 k_{ij} の無次元量 $K_{ij}(=c_p k_{ij}/W : i, j = x \text{ or } y)$ と油膜減衰係数 c_{ij} の無次元量 $C_{ij}(=c_p \omega c_{ij}/W : i, j = x \text{ or } y)$ を用いて次式で示される。

$$A_1 = C_{xx} + C_{yy} \quad (2)$$

$$A_2 = K_{xx} + K_{yy} \quad (3)$$

$$A_3 = C_{xx} C_{yy} - C_{xy} C_{yx} \quad (4)$$

Fig.2 Flowchart of analytical method

$$A_4 = C_{xx}K_{yy} + C_{yy}K_{xx} - C_{yx}K_{xy} - C_{xy}K_{yx} \quad (5)$$

$$A_5 = K_{xx}K_{yy} - K_{xy}K_{yx} \quad (6)$$

3. 解析条件および境界条件

本報では既報⁴⁾の解析条件と同様に R_p を 15[mm] とし, c_p と R_p の比である半径すきま比 c_p/R_p を 1/1000, ジャーナルの回転速度 u を 0.94[m/s] ($N=10$ [1/s]), 潤滑油粘度 η を 0.013[Pa·s] とし, 式(7)に示される予圧係数 m_p [-] を 0.50, 0.75 の 2 通り, 軸受幅径比 $L/(2R_p)$ を 0.50, 0.75, 1.00 の 3 通りに変化させて解析を実施した. ここで L は軸受幅[m]である.

$$m_p = 1 - \frac{c_b}{c_p} \quad (7)$$

なお特性の比較のために m_p が 0.00 の四溝付真円軸受も解析対象とした. 軸受幅径比 $L/(2R_p)$ がそれぞれ 0.50, 0.75, 1.00 において, 解析に使用した要素総数は, 各軸受すべり面に対してそれぞれ 2400, 3600, 4800 であり, 節点総数はそれぞれ 1271, 1886, 2501 である. 境界条件として各すべり面の端部では油膜圧力は大気圧すなわちゼロとし, 負圧が生じた場合もゼロとした. 軸のたわみを考慮しない剛性ロータとして回転軸の安定性を解析した. このため, 式(1)中の γ は無限大とした.

製作誤差による軸受すべり面の傾き角度を考慮するにあたり, 軸受すべり面の実際の組付角度等を調査したが, 著者らが調べた限りでは明確な値ならびに指針等は得られなかった. これは実際の軸受すべり面の組付傾き角度は, 軸受メーカーの技術とノウハウに左右されることから情報が公開されていないためと推測される⁴⁾. よって, 本報では既報⁴⁾と同様, 既報^{2,3)}における軸受すべり面の基準位置からの移動量を参考に, 製作誤差により生じる Lobe3 の基準位置からの傾き具合を決める軸受中心の移動距離 δ (O_b と O_{b1} の間の距離: 図 1(b)参照) を, $-0.20c_p$ (ジャーナルの偏心方向と反対方向: 本報では左方向) から $+0.20c_p$ (ジャーナルの偏心方向: 本報では右方

Fig.3 Model of rotor-bearing system

向) の範囲として解析を実施した. これは製作誤差により Lobe3 が基準位置より左右方向それぞれに最大 0.011[deg.]程度傾くことになる. この傾き角度は, 本報で解析対象とした軸受の大きさを考慮すると非常に小さく, 実際に軸受を組み付ける際にも十分生じ得る範囲にあると考える.

4. 解析結果および考察

4.1 軸受の力学的動特性と回転軸の安定性

軸・軸受系の運転条件を表す無次元のパラメータとして, ゾンマーフェルト数 S および軸受定数 λ を次のように定義する.

$$S = \frac{2\eta NR_p L}{W} \left(\frac{R_p}{c_p} \right)^2 \quad (8)$$

$$\lambda = \frac{2\eta R_p L}{W} \left(\frac{R_p}{c_p} \right)^2 \frac{\sqrt{g/c_p}}{2\pi} \quad (9)$$

軸受定数 λ は運転条件を表す無次元数であり, 物理的には, ゾンマーフェルト数 S から軸の回転速度の影響を取り除いたものである.

図 4 から図 6 は, 軸受幅径比 $L/(2R_p)$ が 0.50 で式(7)より得られる予圧係数 m_p が 0.00, 0.50, 0.75 において, 図 7 および図 8 は, m_p 値が 0.50 で $L/(2R_p)$ 値が 0.75, 1.00 における, 式(1)より得られる無次元安定限界速度 V_c と式(9)より得られる軸受定数 λ の関係を示す. 図 4 から図 8 に示されるように, 同一誤差率 δ/c_p で比較した場合, V_c 値は, λ 値の変化とと

Fig.4 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.00$

もに最小をとる. 図 5 に示す $L/(2R_p)$ が 0.50, m_p 値が 0.50 の場合, 製作誤差により Lobe3 が基準位置より左右にそれぞれ最大 0.011[deg.]傾いた場合 (図 1(b)に示す O_b と $O_{b,i}$ の距離 δ が $-0.20c_p$ から $+0.20c_p$ の範囲で変化した場合) の V_c 値の変化は, 既報³⁾に示す Lobe3 が基準位置より鉛直方向に $-0.20c_p$ から $+0.20c_p$ の範囲で変位した場合のそれより大きい.

同一 λ 値すなわち軸受荷重 W が一定の条件で比較した場合, δ/c_p 値がプラス, すなわち製作誤差により Lobe3 が基準位置よりジャーナルの偏心方向 (右

側) に傾くと V_c 値は Lobe3 が基準位置にある場合 ($\delta/c_p=0.0$) のそれより大きくなる. この傾向は m_p 値が大きくなるとより顕著になる. 一方, δ/c_p 値がマイナス, すなわち製作誤差により Lobe3 が基準位置よりジャーナルの偏心方向と反対方向 (左側) に傾くと, m_p 値が 0.00 の四溝付真円軸受 (図 4 参照) および m_p 値が 0.75 の四円弧軸受 (図 6 参照) の場合, V_c 値は Lobe3 が基準位置にある場合のそれより小さくなることもあるが, その差異は小さい. m_p 値が 0.50 の場合 (図 5, 図 7, 図 8 参照), λ 値が概ね

Fig.5 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.50$

Fig.7 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.75$ and $m_p=0.50$

Fig.6 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.75$

Fig.8 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=1.00$ and $m_p=0.50$

3.0 を超える領域では、同様の傾向を有するが、 λ 値が概ね 3.0 を下回ると、 V_c 値は Lobe3 が基準位置にある場合のそれより大きくなることもある。

これらの結果について考察するため、図 5 に示される m_p 値が 0.50、 $L/(2R_p)$ が 0.50 の場合を例に、無次元油膜弾性係数 K_{ij} および無次元油膜減衰係数 C_{ij} ($i, j = x \text{ or } y$) の変化に着目する。図 9 および図 10 は、 K_{ij} および C_{ij} と式(8)より得られるゾンマーフェルト数 S の関係を示す。同一 S 値で比較した場合、製作誤差により Lobe3 が基準位置よりジャーナルの偏心方向（右側）に傾くと、図 9 (b), (c) および図 10 (b), (c) に示される無次元油膜弾性係数および無次元油膜減衰係数のうち、主対角項 K_{xx} , C_{xx} , C_{yy} の増加が顕著に見られる。これが図 5 に示す V_c 値の向上に寄与していると考えられる。一方、製作誤差により Lobe3 が基準位置よりジャーナルの偏心方向と反対方向（左側）に傾くと、同一 S 値で比較した場合、 S 値が概ね 0.23 を越える領域（ λ 値が概ね 3.0 を超える領域）においては、図 9 (a), (b) および図 10 (a), (b) に示される無次元油膜弾性係数および無次元油膜減

衰係数のうち、主対角項 K_{xx} , C_{xx} , C_{yy} の若干の減少が見られる。これが図 5 に示す λ 値が概ね 3.0 を上回る領域における V_c 値の減少に関連していると考えられる。 S 値が概ね 0.23 を下回る領域（ λ 値が概ね 3.0 を下回る領域）では K_{yx} が若干減少することおよび K_{yy} が若干増加することがある。これらが図 5 に示す λ 値が概ね 3.0 を下回る領域における V_c 値の増加に寄与していると考えられる。

4.2 軸受の設計指針

四円弧軸受の設計指針として、回転軸の無次元安定限界速度 V_c はより大きくなることが望ましく、またジャーナルの潤滑面と軸受すべり面の摩擦係数 μ_b はより小さく、軸受の負荷容量はより大きいことが望ましい。加えてジャーナルの潤滑面と軸受すべり面の間の油膜厚さはより大きく、ジャーナルの潤滑面と軸受すべり面が油膜により完全に分離された状態とみなすことができる膜厚比 $\Lambda^{11)}$ が 3 以上となる最小油膜厚さ h_{min} を確保できることが望ましいと考える⁴⁾。これらの観点を考慮し、既報⁴⁾および本報

Fig.9 Relationship between dimensionless spring coefficients and Sommerfeld number with manufacturing error in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.50$

Fig.10 Relationship between dimensionless damping coefficients and Sommerfeld number with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.50$

に示す解析結果より四円弧軸受の設計指針について、Lobe3の傾きに着目して検討する。

既報⁴⁾に示すように、ゾンマーフェルト数 S 値が小さくなると h_{min} 値は小さくなる。製作誤差によりLobe3が傾いて据え付けられた場合でも μ_b 値は大きく変化しない。軸受荷重 W が一定の条件（同一 S 値および ε 値）で比較した場合、Lobe3が基準位置よりジャーナルの偏心方向（右側）に傾くと、 h_{min} 値は、既報⁴⁾に示すように、Lobe3が基準位置にある場合のそれより小さくなるので、摩耗増大や焼付き発生の危険性が高まる。加えて、同一偏心率 ε 値で比較した場合、軸受の負荷容量もより小さくなる⁴⁾。しかし4.1節に示すように、Lobe3が基準位置よりジャーナルの偏心方向（右側）に傾くと、 V_c はLobe3が基準位置にある場合のそれと比較して大きくなる。一方、Lobe3が基準位置よりジャーナルの偏心方向と反対方向（左側）に傾くと、 h_{min} 値および軸受の負荷容量は、Lobe3が基準位置にある場合のそれらより大きくなる⁴⁾。しかし V_c 値はLobe3が基準位置にある場合のそれより小さくなる場合があるが、その変化は小さい。

以上の結果より、軸受の設計指針という観点から製作誤差により軸受のすべり面が傾いた場合の軸受の力学的静特性および動特性を考えると、それらの関係はトレードオフの関係にある。この関係は製作誤差を考慮しない理想的な幾何学形状を有する軸受の特性と同様である。よって、軸受の設計製作における許容誤差を議論することは非常に難しいことであるが、既報⁴⁾および本報にて解析した範囲の中で総合的に考えると、 S 値が小さい条件ではLobe3を基準位置よりジャーナルの偏心方向と反対方向（左側）に傾け、 h_{min} 値をより大きくして固体接触を防止することが重要であると考えられる。一方、 S 値が大きい条件では、油膜厚さは小さくなるが、回転軸の安定性を向上させるために、Lobe3を基準位置より偏心方向（右側）に傾けることが重要であると考えられる。しかしいずれの条件においても軸受の下部にあるすべり面が基準位置より傾くと軸受の力学的静および動特性が変化するので軸受を設計製作する際にはすべり面の傾きに十分注意する必要がある。

5. 結論

本報では四円弧軸受を対象に、その下部にあるすべり面が製作誤差により基準位置に対して傾いて据え付けられた場合の軸受の力学的動特性と軸受で支持された回転軸の安定性を解析し評価した。そして四円弧軸受の設計指針について、軸受の下部にある

すべり面の傾きに着目して検討し、以下の結論を得た。

1. 製作誤差により軸受の下部にあるすべり面がジャーナルの偏心方向に傾くと、安定限界速度は、軸受すべり面が基準位置にある場合のそれより大きくなる。この傾向は予圧が大きくなるほど顕著になる。
2. 製作誤差により軸受の下部にあるすべり面がジャーナルの偏心方向と反対方向に傾くと、安定限界速度は、軸受すべり面が基準位置にある場合のそれより小さくなる可能性があるが、その差異は小さい。
3. 軸受の設計指針という観点から製作誤差により軸受のすべり面が傾いた場合の軸受の力学的静特性および動特性を考えると、それらの関係はトレードオフの関係にある。
4. 本報を含む関連する研究において解析した範囲では、ゾンマーフェルト数が小さい条件では軸受下部にあるすべり面を基準位置よりジャーナルの偏心方向と反対方向に傾け、最小油膜厚さをより大きくして固体接触を防止することが重要である。一方、ゾンマーフェルト数が大きい条件では、油膜厚さは小さくなるが、回転軸の安定性を向上させるために、軸受下部にあるすべり面を基準位置より偏心方向に傾けることが重要である。

6. 今後の展望

本研究では、1章で述べた研究目的を達成するために今後、複数の製作誤差により軸受すべり面の位置・傾き、大きさ（曲率半径と開き角度）などが同時に変化した場合の軸受の力学的特性について解析し、それらの相互作用も考慮して考察する予定である。

References

- 1) S. Yoshimoto, H. Shimoda, S. Noguchi, N. Iwatsuki and S. Shimizu, Mechanical Design – Machine Elements and Mechanical Systems, (2009), 11, Rikogakusha Publishing.
- 2) T. Fujino, K. Iwamoto, M. Abe and K. Tanaka, Effect of Manufacturing Errors on Static Characteristics of Four-Lobe Hydrodynamic Journal Bearings – In Case of Shift in Position of Bottom Lobe Due to Manufacturing Errors, J. JIME, 52-1 (2017),

92-100.

- 3) T. Fujino, K. Iwamoto, M. Abe and K. Tanaka, Effect of Manufacturing Errors on Stability Characteristics of Rotor Supported by Four-Lobe Hydrodynamic Journal Bearings – In Case That Position of Bottom Lobe Is Shifted Due to Manufacturing Errors, J. JIME, 52-3 (2017), 93-101.
- 4) T. Fujino, K. Iwamoto, T. Jibiki and M. Abe, Static Characteristics of Four-Lobe Hydrodynamic Journal Bearings with Bottom Sliding Surface Inclined Due to Manufacturing Errors, J. JIME, 54-1 (2019), 103-110.
- 5) T. Someya (ed.), Journal-Bearing Databook, (1998), Springer Verlag, Tokyo.
- 6) M. M. Reddi, Finite-Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem, ASME, J. Lubrication Technology, 91-3 (1969), 524-533.
- 7) K. Nakashima and K. Takafuji, Finite Element Analysis of Lubrication Problem by Personal Computer, Bulletin of the Kyushu Institute of Technology. Science and Technology, 48 (1984), 75-83.
- 8) K. Iwamoto, Characteristics of Swing Pad Journal Bearings, Doctoral Thesis, (2001), 216, The University of Tokyo.
- 9) Y. Hori, Hydrodynamic Lubrication, (2006), 80, Springer Verlag, Tokyo.
- 10) S. Matsushita, M. Tanaka, M. Kobayashi, H. Koike and H. Kanki, The Second Volume of Vibration of Rotating Machinery – Applications of Analysis, Troubleshooting and Diagnosis, (2015), 62, Corona Publishing.
- 11) Y. Yamamoto and M. Kaneta, Advanced Tribology – Improvements in the Function, Performance and Reliability of Mechanical Systems, (2013), 62, Rikogakusha Publishing.